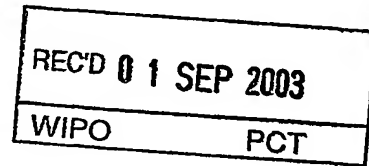


Rec'd PCT/PTO 24 MAR 2005
PCT/DE 03 / U 24 27

BUNDESRREPUBLIK DEUTSCHLAND

PRIORITY DOCUMENT
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH
RULE 17.1(a) OR (b)



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 102 59 519.4

Anmeldetag: 19. Dezember 2002

Anmelder/Inhaber: ROBERT BOSCH GMBH, Stuttgart/DE

Bezeichnung: Getriebe, insbesondere für Elektrohanderwerkzeugmaschinen

IPC: F 16 H, B 25 B und B 25 D

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 6. August 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Klostermeyer

10.12.2002

ROBERT BOSCH GMBH, 70442 Stuttgart

5

10 Getriebe, insbesondere für Elektrohandwerkzeugmaschinen

Stand der Technik

15 Die Erfindung geht aus von einem Getriebe, insbesondere für
Elektrohandwerkzeugmaschinen, nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Bei Getrieben für Elektrohandwerkzeugmaschinen kommen aus Kostengründen
gesinterte Zahnräder mit einer Spiral- oder Geradverzahnung zum Einsatz. Auf
20 geschnittene Zahnräder, deren Fertigungskosten relativ hoch sind, wird nur dann
zurückgegriffen, wenn bei hochwertigen Geräten hohe Anforderungen an die
Laufruhe gestellt werden. Zahnräder aus Kunststoff, die ähnlich kostengünstig wie
Sinter-Zahnräder herstellbar sind, können nur kleine Drehmomente übertragen
und finden daher bei Elektrohandwerkzeugmaschinen nur in wenigen
25 Ausnahmefällen Anwendung.

Aus Sinter-Zahnrädern zusammengestellte Zahnradpaare haben fertigungsbedingt
den Nachteil großer Toleranzen, was ein lautes Laufgeräusch verursacht und sich
negativ auf die Lebensdauer auswirkt.

30

Vorteile der Erfindung

- Das erfindungsgemäße Getriebe, insbesondere für Elektrohandwerkzeugmaschinen, mit den Merkmalen des Anspruchs 1 hat den
- 5 Vorteil, daß durch die zwischen Antriebs-Zahnrad und Abtriebswelle eingeschalteten Dämpfungselemente, die vorzugsweise aus Gummi oder einem gummiähnlichen Material mit hohem Dämpfungsfaktor hergestellt sind und in Umfangsrichtung bzw. Tangentialrichtung wirken, nicht nur in der Zahnradpaarung vorhandene Toleranzen, insbesondere Teilungsfehler, Profilabweichung und
- 10 Rundlauffehler, kompensiert werden, wodurch Getriebegeräusche und vom Getriebe verursachte Vibrationen deutliche sinken, sondern auch die auf die Verzahnung wirkenden, sehr hohen Anlaufkräfte, die beim Einschalten des die Abtriebswelle drehenden Antriebsmotors durch die Trägheit des Antriebs und der angetriebenen Massen auftreten, sowie die im Betrieb an der Verzahnung
- 15 auftretenden Lastspitzen reduziert werden. Insgesamt führt dies zu einer großen Laufruhe bei Sinter- Zahnradern und unabhängig von dem Typ der Zahnräder (gesintert oder geschnitten) infolge der verringerten mechanischen Belastung zu einer hohen Lebensdauer des Getriebes.
- 20 Durch die in den weiteren Ansprüchen aufgeführten Maßnahmen sind vorteilhafte Weiterbildungen und Verbesserungen des im Anspruch 1 angegeben Getriebes möglich.
- Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung sitzt das Abtriebs-
- 25 Zahnrad drehbar auf der Abtriebswelle und weist durch radiale Seitenwände begrenzte, in Umfangsrichtung zueinander versetzte Taschen auf. Die Dämpfungselemente liegen in den Taschen mit Anlage an den radialen Seitenwänden ein und sind an einem drehfest mit der Abtriebswelle verbundenen Mitnehmer gehalten, der axial unverschieblich auf der Abtriebswelle festgelegt ist.

In einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung weist der Mitnehmer einen auf Abtriebswelle kraft- und formschlüssig sitzenden Ring und eine der Zahl der Taschen im Abtriebs-Zahnrad entsprechende Anzahl von Radialstegen auf, von denen jeweils einer in eine Tasche hineinragt. In jeder Tasche sind zwei auf jeder
5 Seite des Radialstegs einliegende Dämpfungselemente vorhanden, von denen jedes Dämpfungselement sich einerseits an dem Radialsteg und andererseits an einer radialen Seitenwand der Tasche abstützt. Die Dämpfungselemente können dabei in die Taschen eingelegt oder mit den Radialstegen verbunden, z.B. auf die Radialstege aufgespritzt, werden.

10

Zeichnung

Die Erfindung ist anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es
15 zeigen:

Fig. 1 ein Winkelgetriebe für eine Elektrohandwerkzeugmaschine in Explosionsdarstellung,

20

Fig. 2 eine perspektivische Ansicht des zusammengesetzten Getriebes in Fig. 1,

Fig. 3 eine Matrix zur übersichtlichen Zusammenstellung möglicher Taschen- und Radialsteggeometrien im Getriebe gemäß Fig. 1 und 2.

25

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

Das in Fig. 1 in Explosionsdarstellung skizzierte Winkelgetriebe für eine
30 Elektrohandwerkzeugmaschine als Ausführungsbeispiel für ein allgemeines Getriebe weist eine von einem Elektromotor antreibbare Antriebswelle 11, ein auf

der Antriebswelle 11 drehfest sitzendes Antriebs-Zahnrad 12, das hier als Kegelritzel mit Ritzelverzahnung 121 ausgeführt ist, ein mit dem Antriebs-Zahnrad 12 kämmendes Abtriebs-Zahnrad 13, das als Tellerrad mit Stirnverzahnung 131 ausgebildet ist, sowie eine vom Abtriebs-Zahnrad 13 angetriebene Abtriebswelle 14 auf. Das Abtriebs-Zahnrad 13 sitzt spielfrei drehbar und axial unverschieblich auf der Abtriebswelle 14, wobei es sich in axialer Richtung einerseits an einer auf der Abtriebswelle 14 ausgebildeten Ringschulter 15 (Fig. 1) und andererseits an einem Mitnehmer 16 abstützt, der auf die Abtriebswelle 14 aufgepreßt ist und zusätzlich formschlüssig mit der Abtriebswelle 14 verbunden ist. Der Mitnehmer 16 weist einen die Abtriebswelle 14 umschließenden Ring 17 sowie eine Mehrzahl, im Ausführungsbeispiel drei, in Umfangsrichtung versetzt angeordnete Radialstege 18 auf, die mit dem Ring 17 einstückig ausgebildet sind oder statt dessen mehrteilig sind. Die Abtriebswelle 14 trägt im Bereich des Rings 17 zwei diametral angeordnete Axialnuten 19 und der Ring 17 zwei diametral angeordnete, an der inneren Ringfläche vorstehende Nocken 20, die formschlüssig in die Axialnuten 19 eintauchen. Die Radialstege 18 sind im Ausführungsbeispiel um gleiche Umfangswinkel versetzt und ragen jeweils mittig in Taschen 21 hinein, die im Abtriebs-Zahnrad 13 in gleichem Drehwinkel-Abstand wie die Radialstege 18 voneinander eingeformt sind. Die Taschen 21 sind in Umfangsrichtung jeweils durch radial ausgerichtete Seitenwände 211 begrenzt. In jeder Tasche 21 sind zwei Dämpfungselemente 22 aus federelastischem Material, z.B. Gummi, angeordnet, wobei jedes Dämpfungselement 22 einerseits an einem Radialsteg 18 und andererseits an einer Seitenwand 211 der Tasche 21 anliegt. Die Dämpfungselemente 22 werden entweder bei der Montage des Getriebes in die Taschen 21 eingelegt oder zuvor mit den Radialstegen 18 fest verbunden.

Bei Einschalten des Elektromotors wird das Drehmoment von der Antriebswelle 11 über das Antriebs-Zahnrad 12 auf das Abtriebs-Zahnrad 13 übertragen. Da das Abtriebs-Zahnrad 13 drehbar auf der Abtriebswelle 14 sitzt, kann sich das Abtriebs-Zahnrad 13 zunächst unter Zusammendrücken des in Drehrichtung hinten liegenden Dämpfungselements 22 um einige Grad verdrehen, um dann

über die Radialstege 18 den Mitnehmer 16 zu verdrehen und – da der Mitnehmer 16 drehfest auf der Abtriebswelle 14 sitzt – die Abtriebswelle 14 anzutreiben. Durch die Dämpfungselemente 22 wird also erreicht, daß im Abtriebs-Zahnrad 13 bereits eine Verdrehung stattfindet, ohne daß an der Abtriebswelle 14 eine

5 Verdrehung auftritt. Durch diese Verzögerung wird die maximal auftretende Beschleunigung reduziert und die Zeit bis zum Erreichen der vollen Leerlaufdrehzahl der Abtriebswelle 14 verlängert. Damit wird die hohe Belastung auf die Verzahnung zwischen Antriebs-Zahnrad 12 und Abtriebs-Zahnrad 13 beim Anlauf reduziert.

10

Im Betrieb der Elektrohandwerkzeugmaschine wird durch die Dämpfungselemente 22 das Aufeinanderschlagen der Zähne zwischen der Ritzelverzahnung 121 und Stirnverzahnung 131 abgedämpft, was zu einer deutlichen Reduzierung des Getrieberasseln führt, das bei herkömmlichen Elektrohandwerkzeugmaschinen

15 insbesondere im An- oder Auslauf der Elektrohandwerkzeugmaschine deutlich zu vernehmen ist. Hierfür sind insbesondere die in Drehrichtung vorderen Dämpfungselemente 22 ausschlaggebend, die die der Drehrichtung entgegengesetzt auftretenden Stöße dämpfen.

20

Beim Arbeiten mit der Elektrohandwerkzeugmaschine kommt es vor, daß das Werkzeug kurzzeitig im Werkstück einhakt. Z.B. beim Arbeiten mit Winkelschleifern und Trennscheiben ist dies ein häufig auftretender Arbeitsfall. Bei diesem Einhaken, was einem kurzzeitigen Blockieren des Werkzeugs gleichkommt, werden extreme Kräfte auf die Verzahnungen 121, 131 zwischen

25 Antriebs-Zahnrad 12 und Abtriebs-Zahnrad 13 ausgeübt. Diese Kraftspitzen werden durch die Dämpfungselemente 22 wirksam abgeschwächt, was zu einer Reduzierung des Rückschlagmoments, das der Bediener aufnehmen muß, führt und somit für den Bediener einen Komfortgewinn darstellt. Insgesamt werden die mechanischen Belastungen auf das Getriebe reduziert, was zu höheren

30 Standzeiten und spürbar höherem Komfort führt, da Getriebebeschwingungen,

Getriebestöße u. ä. nur stark vermindert auf das Maschinengehäuse übertragen werden.

In dem in Fig. 1 und 2 dargestellten Ausführungsbeispiel sind die Taschen 21 mit rechteckförmigem lichten Querschnitt ausgeführt, die in Umfangsrichtung von zwei radialen, ebenen Seitenwänden 211 begrenzt sind. Die in die Taschen 21 hineinragenden Radialstege 18 haben einen rechteckförmigen Querschnitt. Die Dämpfungselemente 22 können eine beliebige Geometrie aufweisen. Sie sind beim Ausführungsbeispiel z.B. als walzenförmige, elastische Körper ausgebildet, die parallel zur Achse der Abtriebswelle 14 ausgerichtet sind. Selbstverständlich sind modifizierte Geometrien der Taschen 21 und der Radialstege 18 möglich, wobei auch die Anzahl der Radialstege 18 und entsprechend die Anzahl der Taschen 21 variiert werden kann.

In Fig. 3 ist eine Matrix dargestellt, die mögliche Kombinationen von Taschengeometrien und Radialsteggeometrien zeigt. In der obersten Zeile sind verschiedene lichte Profile der Taschen 21 und in der linken Spalte verschiedene Profile der Radialstege 18 angegeben. Dabei können alle Taschenprofile A, B, C und D mit den entsprechenden Radialstegprofilen in den Zeilen 1, 2, 3 und 4 kombiniert werden. Die Matrix ist selbsterklärend, so daß lediglich auf ein paar Besonderheiten hingewiesen wird:

In Spalte C weist die Tasche 21, wie in dem Ausführungsbeispiel der Fig. 1 und 2, ebene Seitenwände auf. In den Spalten A, B und D sind die Seitenwände mit Ausbuchtungen versehen, die entweder bogenförmig oder eckig ausgeführt sein können. Diese Ausbuchtungen nehmen bei der Deformation der Dämpfungselemente 22 ein Teil des Materials der Dämpfungselemente 22 auf, so daß die Federeigenschaften der Dämpfungselemente 22 verbessert werden. Die Profile der Radialstege 18 können, wie in der linken Spalte dargestellt, rechteckig, keilförmig, und rechteckig mit Einbuchtungen (Zeile 3) und Ausbuchtungen

(Zeile 4) ausgeführt werden. In allen Kombinationsfällen von Taschenprofil und Radialstegprofil stützen sich die Dämpfungselemente 22 nach wie vor am Radialsteg 18 und an den beiden Seitenwänden 211 der Taschen 21 ab. In den Kombinationen A/1, A/2, A/3, B/3, C/3 und D/3 sind die Dämpfungselemente 22
5 entweder kugelförmig oder walzenförmig ausgebildet, wobei sie sich bei Walzenform in Radialrichtung erstrecken.

10.12.2002

ROBERT BOSCH GMBH, 70442 Stuttgart

5

Ansprüche

- 10 1. Getriebe, insbesondere für Elektrohandwerkzeugmaschinen, mit einem auf
einer Antriebswelle (11) drehfest sitzenden Antriebs-Zahnrad (12) und
einem mit diesem kämmenden, eine Abtriebswelle (14) antreibenden
Abtriebs-Zahnrad (13), dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den
Abtriebs-Zahnrad (13) und der Abtriebswelle (14) federelastische
15 Dämpfungselemente (22) angeordnet sind.
- 20 2. Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Abtriebs-
Zahnrad (13) drehbar auf der Abtriebswelle (14) sitzt und durch radiale
Seitenwände (211) begrenzte, in Umfangsrichtung zueinander versetzt
angeordnete Taschen (21) aufweist und daß die Dämpfungselemente (22)
in den Taschen (21) mit Anlage an den radialen Seitenwänden (211)
einliegen und an einem drehfest mit der Abtriebswelle (14) verbundenen
Mitnehmer (16) gehalten sind.
- 25 3. Getriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Mitnehmer
(16) axial unverschieblich auf der Abtriebswelle (14) festgelegt ist.
- 30 4. Getrieben nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Abtriebs-
Zahnrad (13) sich in Achsrichtung einerseits an einer an der Abtriebswelle
(14) ausgebildeten Ringschulter (15) und andererseits an dem Mitnehmer
(16) abstützt.

5. Getriebe nach einem der Ansprüche 2 – 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Mitnehmer (16) einen auf der Abtriebswelle (14) sitzenden Ring (17) und eine der Zahn der Taschen (21) im Abtriebs-Zahnrad (13) entsprechende Anzahl von Radialstegen (18) aufweist, von denen jeweils einer in eine Tasche (21) hineinragt, und daß in jeder Tasche (21) zwei oder mehr auf jeder Seite des Radialstegs (18) einliegende Dämpfungselemente (22) vorgesehen sind, von denen sich jedes an dem Radialsteg (18) und an einer radialen Seitenwand (211) der Tasche (21) abstützt.

6. Getriebe nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Ring (17) des Mitnehmers (16) auf die Abtriebswelle (14) aufgepreßt ist.

7. Getriebe nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Ring (15) des Mitnehmers (16) formschlüssig mit der Abtriebswelle (14) verbunden ist.

8. Getriebe nach einem der Ansprüche 3 – 7, dadurch gekennzeichnet, daß die radialen Seitenwände (211) der Taschen (21) im Bereich der Anlage der Dämpfungselemente (22) Vertiefungen aufweisen.

9. Getriebe nach einem der Ansprüche 3 – 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Radialstege (18) des Mitnehmers (16) zumindest in ihrem in die Taschen (21) hineinragenden Bereich ein rechteckiges Profil mit oder ohne Einbuchtungen oder Ausbeulungen oder ein keilförmiges Profil aufweisen.

10. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 – 9, gekennzeichnet durch seine Ausbildung als Winkelgetriebe, bei dem das Abtriebs-Zahnrad (13) als Tellerrad mit Stirnverzahnung (131) und das Antriebs-Zahnrad (12) als Kegelritzel mit Ritzelverzahnung (121) ausgebildet ist.

10.12.2002

ROBERT BOSCH GMBH, 70442 Stuttgart

5

Getriebe, insbesondere für Elektrohandwerkzeugmaschinen

10

Zusammenfassung

Es wird ein Getriebe, insbesondere für Elektrohandwerkzeugmaschinen,
angegeben, die ein auf einer Antriebswelle (11) drehfest sitzendes Antriebs-
15 Zahnrad (12) und ein mit diesem kämmendes, eine Abtriebswelle (14)
antreibendes Abtriebs-Zahnrad (13) aufweist. Zur Erzielung einer großen Laufruhe
des Getriebes und einer höheren Lebensdauer durch Reduzierung der
mechanischen Belastung der Verzahnung beim Anlaufen und durch im Betrieb
auftretende Lastspitzen sind zwischen dem Abtriebs-Zahnrad (13) und der
20 Abtriebswelle (14) federelastische Dämpfungselemente (22) angeordnet (Fig. 2).

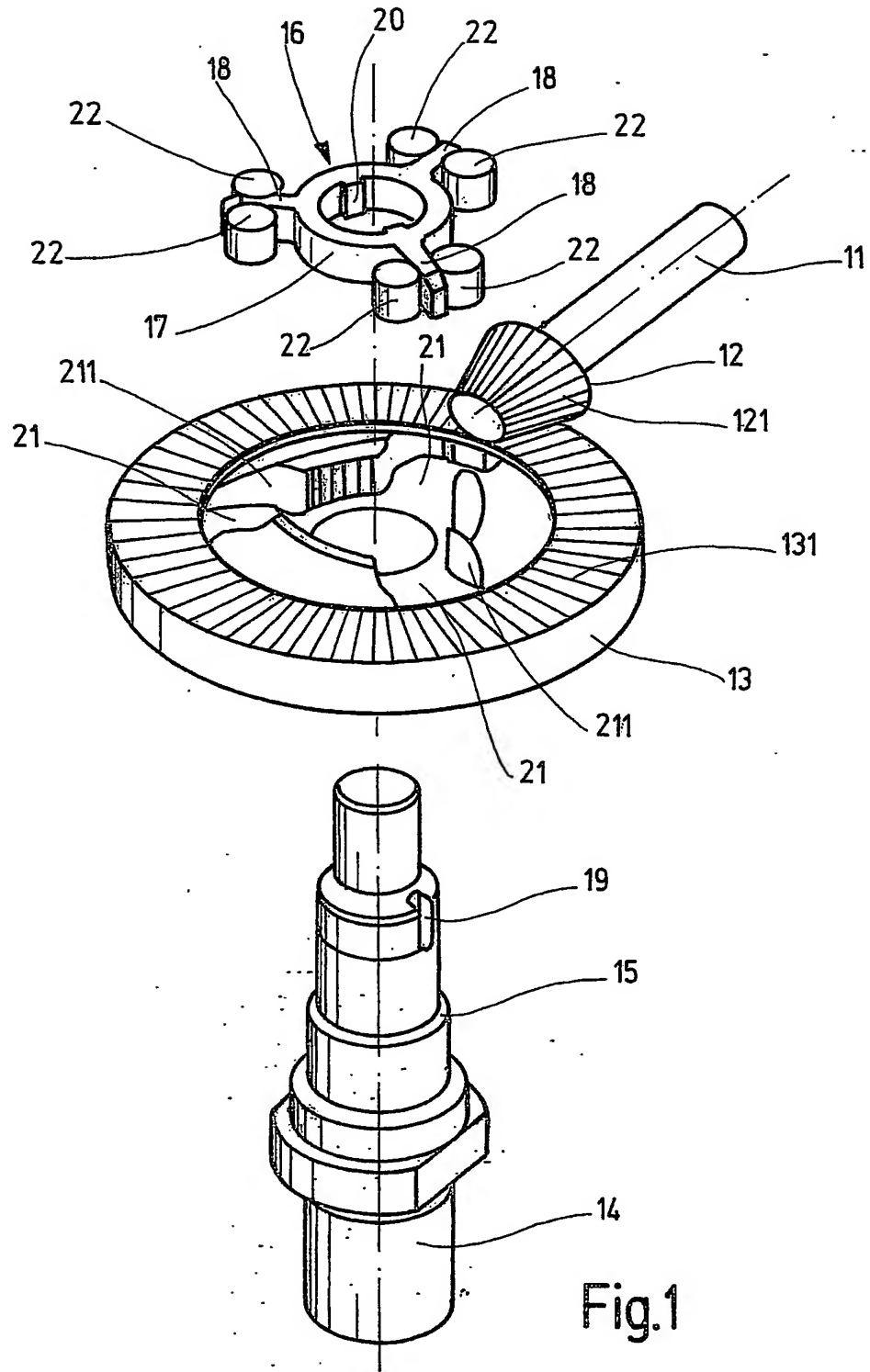


Fig.1

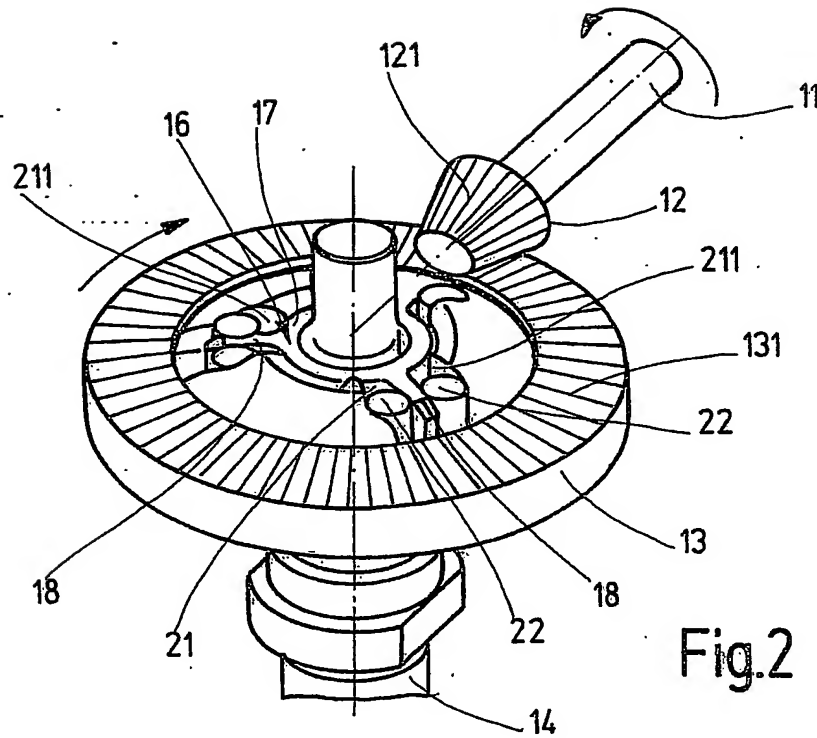


Fig. 2

	A	B	C	D
1.				
2.				
3.				
4.				

Fig. 3